有限帯板法による防撓曲面板構造の解析 (続報)

正員 福 地 信 義*

Strength Analysis of Shell Structure with Stiffeners
by Finite Strip Method (Second report)

by Nobuyoshi Fukuchi, *Member*

Summary

The strength analysis of stiffened shell structure in ship hull involve to clarify strength characteristics of shell itself and the effect of shapes of the objects in addition to the effect of various reinforced ways. The first report¹⁾ presented a method of analyzing stiffened shells with simply supported edges and of rectangular form by means of finite strip method. And it is found that fairly high accurate solutions were obtained by this method in spite of lightening the volume of calculations.

Boundary conditions for stiffened panels of actual ship-hull-structure are considered as free or elastic supported besides simply supported depending on adjacent structural conditions. Moreover, the boundary shapes of curved hull panels in ship bow or stern structure are non-rectangular occasionally and the directions of fitted stiffeners are oblique to shell edges.

To increase the applicability for strength analysis of ship construction, this paper presents extensions of the analytical method described in the first report by treating following items ;

- a) various boundary conditions for applying practical cases
- b) curved shell panels of non-rectangular shapes
- c) shell with obliquely fitted stiffeners.

For the item a), it is settled by using a buckling modes of beam as displacement functions and for the item b) and c), the method of linear transformations of variables has been applied.

Some examples are shown for the cases of analyzing bending of shallow shells without and with stiffeners which are of various shapes and various edge conditions. The results prove that proposed method is one of effective means for analyzing the curved parts of ship construction.

1 は じ め に

船体彎曲部の構造解析は、曲面としての強度特性、外形の多様性等に加えて種々の補強材をもつために、これ等の諸要素が複雑に関連する複合問題である。著者は前報¹⁾において、有限帯板法による、単純支持の場合の、投影形状が矩形の防撓曲面板の解析法について述べ、この方法の適用により数少い自由度により精度の高い解が得られることを示した。

しかし、実際の船体彎曲部の構造は単純支持の他に固定または弾性支持等の支持状態にある場合が考えられる。また、特に船首尾部の構造においては、彎曲部の投影形状は非矩形であることが多く、防撓材の取付方向も必ずしも曲面板の辺に平行でない。

本論文では船体構造に対する適用性を増すために、前報の手法を拡張して

- a) 種々の支持条件の場合の取扱い
- b) 曲面板の投影形状が非矩形の場合

* 長崎大学工学部構造工学教室

c) 周辺に対して斜め方向に取付けられた防撓材の場合
について考慮した有限帯板法による解析法を求めた。

この方法による解の妥当性を調べるために、まず双曲放物面板に対して、フーリエ解析²⁾による解と比較するため、数値計算を行って解の精度を確認した。また、円筒殻、楕円放物面板についても解析を行い、これ等の例に対し油圧負荷による模型実験により求めた応力値との比較を行なって、本解析法による解が実用上十分な精度を有することを確かめた。次に、各種の支持状態の円筒殻、台形状や菱形状の円筒殻等を計算し、本解析法の曲面板構造の解析に対する有効性を示した。

2 一般的な境界条件

Fig. 1 に示すように直交座標をとり、曲面板に生じる変位、応力および外力を図のように表わす。曲面の x, y 方向の曲率を $1/R_{11}, 1/R_{22}$, 捩り率を $1/R_{12}$ とし、何れもこれ等があまり大きくない、いわゆる偏平殻を対象とし、種々の支持条件の場合の解析法について考察した。

Fig. 1 Displacements and Forces on Shell

Fig. 2 Local and Global Coordinates of Shell Structure

2.1 解析法

曲面板の帯板要素の局所座標 (x, y) を Fig. 2 のように取る。①および②において一般的な境界条件を取扱う上で、前報の単純支持の場合と異なるのは、変位関数の形のみであり、曲面板や防撓材の剛性行列、荷重ベクトルの算出には同じ手法が使える。ここでは変位関数の導き方についてのみ述べる。

1) 面外の変位関数

曲面に対し垂直方向の変位 w を表わす y 方向の関数として、梁の座屈波形または固有振動の波形を用いる。今、この関数を $\varphi_{3,n}$ とする。ここに n ($n=1, 2, 3, \dots$) はモード数を意味する。例えば、①, ②において固定の場合、簡単のため x 軸に関して対称構造について考えると、

$$(a) \text{ 梁の座屈波形: } \varphi_{3,n}(y) = (-1)^{n+1} + \cos \frac{2n\pi}{b} y \quad (1)$$

$$(b) \text{ 梁の固有振動波形: } \varphi_{3,n}(y) = \cos \left(\frac{2\kappa_n y}{b} \right) + \mu_n \cosh \left(\frac{2\kappa_n y}{b} \right) \quad (2)$$

$$\text{ここに} \quad \kappa_n = 2.365, 5.498, \dots, \frac{(4n-1)\pi}{4}, \quad \mu_n = \frac{\sin \kappa_n}{\sinh \kappa_n}$$

(2) 式は双曲線関数を含むために、固有値 κ_n に極めて高精度の値を用いない限り、その解析値は (1) 式を用いた場合に比べて、双曲線関数の性質上、計算誤差が大きくなることもある。

前報¹⁾と同様、モード関数 $\varphi_{3,n}$ を用いて変位を $w = f_{3,n}(x) \varphi_{3,n}(y)$ とし、 w に関する基礎微分方程式に代入し、Kantorovich の方法³⁾を適用すると、次のような $f_{3,n}(x)$ に関する 8 次の常微分方程式を得る。

$$\begin{aligned} & \beta_{(0)} f_{3,n}^{(8)} + 4\beta_{(2)} f_{3,n}^{(6)} + \left(6\beta_{(4)} + \frac{\delta \beta_{(0)}}{R_{22}^2} \right) f_{3,n}^{(4)} \\ & + \left(4\beta_{(6)} + \frac{4\delta \beta_{(2)}}{R_{12}^2} + \frac{2\delta \beta_{(2)}}{R_{11} \cdot R_{22}} \right) f_{3,n}^{(2)} + \left(\beta_{(8)} + \frac{\delta \beta_{(4)}}{R_{11}^2} \right) f_{3,n} = 0 \end{aligned} \quad (3)$$

$$\text{ここに} \quad \delta = \frac{12(1-\nu^2)}{t^2} \quad t: \text{曲面板の板厚}, \nu: \text{ポアソン比}$$

$$\beta_{(i)} = \int_{-b/2}^{b/2} \varphi_{3,n}^{(i)} \cdot \varphi_{3,n} dy$$

例えば, (1) を用いた場合, $\alpha_n = \frac{2n\pi}{b}$ とすると

$$\beta_{(0)} = 3, \beta_{(2)} = -\alpha_n^2, \beta_{(4)} = \alpha_n^4, \beta_{(6)} = -\alpha_n^6, \beta_{(8)} = \alpha_n^8$$

(3) 式の特性方程式の 8 根を $\pm(\kappa_1 \pm i\mu_1)$, $\pm(\kappa_2 \pm i\mu_2)$ とすると, 面外変位は次のような形で表わされる。

$$w = \sum_{n=1}^N f_{3,n}(x) \varphi_{3,n}(y) \quad (4)$$

$$\begin{aligned} f_{3,n}(x) = & A_{11} \cosh \kappa_1 x \cos \mu_1 x + A_{12} \sinh \kappa_1 x \cos \mu_1 x + A_{13} \cosh \kappa_1 x \sin \mu_1 x \\ & + A_{14} \sinh \kappa_1 x \sin \mu_1 x + A_{21} \cosh \kappa_2 x \cos \mu_2 x + A_{22} \sinh \kappa_2 x \cos \mu_2 x \\ & + A_{23} \cosh \kappa_2 x \sin \mu_2 x + A_{24} \sinh \kappa_2 x \sin \mu_2 x \end{aligned} \quad (5)$$

ここに $A_{11}, A_{12}, A_{13}, \dots$ は㉔, ㉕ 辺の境界条件より決まる積分定数

2) 面内変位関数

面内変位 u, v を表わす y 方向の関数は㉕, ㉖ 辺の境界条件に合致する三角関数を用いて次の形に表わす。

$$\left. \begin{aligned} u &= \sum_{n=1}^N f_{1,n}(x) \varphi_{1,n}(y) \\ v &= \sum_{n=1}^N f_{2,n}(x) \varphi_{2,n}(y) \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

例えば, 固定の場合

$$\varphi_{1,n}(y) = \cos \frac{(2n-1)\pi}{b} y, \quad \varphi_{2,n}(y) = \sin \frac{2n\pi}{b} y$$

$f_{1,n}(x), f_{2,n}(x)$ は各モードについて, 前報と同様, x, y 方向の平衡方程式に Kantorovich の方法を用いて導いた, 次の 2 階連立常微分方程式に (5) を代入して求めた特解である。

$$\left. \begin{aligned} \gamma_{11(0)} f_{1,n}^{(2)} + \frac{1-\nu}{2} \gamma_{11(2)} f_{1,n} + \frac{1+\nu}{2} \gamma_{12(1)} f_{2,n}^{(1)} &= \left(\frac{1}{R_{11}} + \frac{\nu}{R_{22}} \right) \gamma_{13(0)} f_{3,n}^{(1)} \\ \frac{1+\nu}{2} \gamma_{21(1)} f_{1,n}^{(1)} + \frac{1-\nu}{2} \gamma_{22(0)} f_{2,n}^{(2)} + \gamma_{22(2)} f_{2,n} &= \left(\frac{\nu}{R_{11}} + \frac{1}{R_{22}} \right) \gamma_{23(1)} f_{3,n} \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

ここに

$$\gamma_{i,j(k)} = \int_{-b/2}^{b/2} \varphi_{j,n}^{(k)} \varphi_{i,n} dy$$

$$(i=1, 2; j=1, 2, 3; k=1, 2)$$

また (4), (6) は曲面に振りがなく (i.e. $1/R_{12}=0$), ㉕, ㉖ 辺において単純支持の場合のみ基礎方程式の厳密解であり, ㉕, ㉖ 辺が他の支持条件の場合または曲面に振りがある場合は近似解となる。

節線変位はモード関数 $\varphi_{1,n}, \varphi_{2,n}, \varphi_{3,n}$ により級数展開した形を用いる。例えば, ㉔ 辺の撓みは次の形に表わされる。

$$w_i = \sum_{n=1}^N w_{in} \varphi_{3,n}(y)$$

2.2 数値計算例

1) 双曲放物面板と解の精度

面外変位として (1) 式で表わされる波形を用いて, 等分布荷重を受ける全周固定の双曲放物面板 (Fig. 3 参照) を, 要素数 5, 波数 3 (自由度 60) とって解析した結果とフーリエ解析²⁾および差分解析²⁾との比較を Fig. 3 に示す。なお, フーリエ解析は 2 重級数の各 4 項まで計算し, また差分解析は格子間隔 $a/8$ とした計算値である。

解の収束性を調べるために, 波数 N と要素数を変えて計算した結果を Fig. 4 に示す。なお要素数は半幅に対する数である。この結果より, 変位および変位の y に関する微係数より求められる応力 M_{22} , N_{22} は要素数が非常に少ない場合を除いて, 要素数に関係なく波数により収束度が決っている。また, 変位の x に関する微係数より求められる M_{11} , N_{11} の値の収束度は波数だけでなく, 要素数にも大きく支配されている。この事は, 変位関数として基礎方程式の近似解を用いた事により, 波数を増す事が近似度を増し, および要素境界 ㉔, ㉕ 辺において不適合によるある程度の拘束を生じているが, 要素数の増加により要素の幅が小さくなり, 不適合度が和わられる事に原因すると考えられる。この事は厳密解を用いる単純支持の場合に比べて全体的に解の収束度が悪くなっていることから明らかである。

2) 防撓偏平殻の実験値との比較

全周固定の防撓偏平殻の計算例は少ないので, 油圧負荷による実験を行って計算値との比較を行った。試験モ

Fig. 3 Hyperbolic Paraboloidal Shell

Fig. 4 Convergence of Solutions

	R_{11}	R_{22}	Thickness of shell	Height of stiffener	Thickness of stiffener
a) E.P. shell	2076	1211	6	40	6
b) Cyldshell	—	1320	6	60	6

(unit: mm)

Fig. 5 Dimensions of Specimens

同じ圧力を受ける防撓円筒殻に生じる中央線上の応力の計測値と計算値の比較を Fig. 7 に示す。両者はかなり良く一致している。円筒殻では油圧側と裏側の応力 σ_{11} の分布が逆対称に近く、曲げ応力が支配的なものに対して、 y 方向に曲率をもつために、膜応力が大きくなって、応力 σ_{22} は逆対称分布とならない事が示されている。

デルは 2 本の防撓材によって補強された楕円放物面板と 3 本の防撓材をもつ偏平円筒殻の 2 種とし、その形状を Fig. 5 に示す。試験モデルは鋼板 (SS41) で製作し、剛性の大きい枠に溶接して固定に近い支持状態とした。

Fig. 6 に圧力 2 kg/cm^2 負荷時の楕円放物面モデルの中央線上の応力分布を示す。これより、計算値と実験値は拘束端の一部を除いて比較的良く一致しているといえる。応力分布が圧力側と裏側では逆対称でない事から、2 曲率をもつ曲面にはかなりの膜応力が生じる事が判る。

Fig. 6 Stress Distribution of Stiffened E.P. Shell

Fig. 7 Stress Distribution of Stiffened Cylindrical Shell

Fig. 8 Deflection on Cylindrical Shell in Various Boundary Condition

Fig. 9 Stresses on Cylindrical Shell in Various Boundary Condition

3) 種々の支持条件下の円筒殻

5種の境界条件下の等水圧を受ける円筒殻 (Fig. 8 参照) について、変位と応力を求め比較した。殻の撓みを Fig. 8, 曲げモーメントおよび膜力を Fig. 9 に示す。なお、弾性支持はフラットバー型の防撓材に依るものとした。

この結果から、円筒の径線方向の境界が固定の場合にはアーチ作用が大きいために、母線方向の境界条件に端部近傍以外はあまり影響を受けないが、一方単純支持の場合には、アーチ効果が低減して母線方向の境界条件

が変位、応力ともに大きく影響する事が判る。

3 非矩形形状⁴⁾と斜め防撓材

Fig. 10 Non-rectangular Element

て面積分を行う際は、次のような変数変換を行って Fig. 10(b) に示す矩形領域について積分する。

$$\left. \begin{aligned} x &= \left(\frac{x_I - x_{II}}{2} - a \right) \xi \eta + a \xi + \frac{x_I + x_{II}}{2} \eta \\ y &= b \eta \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

この場合、Jacobian $|J|$ は

$$|J| = \begin{vmatrix} x_\xi & x_\eta \\ y_\xi & y_\eta \end{vmatrix} = b \left[\left(\frac{x_I - x_{II}}{2} - a \right) \eta + a \right]$$

となる。形状関数は (x, y) 座標に関して2で述べた手法により求める。変位関数は変数変換した場合、例えば(4)式については

$$w = \sum_{n=1}^N f_{3,n}(\xi, \eta) \varphi_{3,n}(\eta) \quad (9)$$

の形になり、 ξ と η の関数に分離できなくなる。このために、要素境界①、④辺での変位関数の値 $\sum_{n=1}^N f_{3,n}(\pm 1, \eta) \cdot \varphi_{3,n}(\eta)$ と節線変位 $\sum_{n=1}^N w_{1n} \varphi_{3,n}(\eta)$, $\sum_{n=1}^N w_{4n} \varphi_{3,n}(\eta)$ を等値し、 $f_{3,n}$ の中の積分定数の値を決定するためには $f_{3,n}(\pm 1, \eta) \varphi_{3,n}(\eta)$ を各モード関数 $\varphi_{3,n}(\eta)$ に関して級数展開して、係数比較を行う必要がある。即ち、④辺について表わすと

$$\left. \begin{aligned} 2 \sum_{j=1}^N \int_0^1 f_{1,j}(-1, \eta) \varphi_{1,j}(\eta) \varphi_{1,n}(\eta) d\eta &= u_{1n} \\ 2 \sum_{j=1}^N \int_0^1 f_{2,j}(-1, \eta) \varphi_{2,j}(\eta) \varphi_{2,n}(\eta) d\eta &= v_{1n} \\ 2 \sum_{j=1}^N \int_0^1 f_{3,j}(-1, \eta) \varphi_{3,j}(\eta) \varphi_{3,n}(\eta) d\eta &= w_{1n} \\ 2 \sum_{j=1}^N \int_0^1 g_{3,j}(-1, \eta) \varphi_{3,j}(\eta) \varphi_{3,n}(\eta) d\eta &= \theta_{1n} \end{aligned} \right\} \quad (10)$$

ここに

$$g_{3,n} = \frac{df_{3,n}}{dx}$$

このフーリエ近似のために、非矩形度が大きくなる程、波数 N を多くとらないと、要素境界における変位の不適合はある程度起り得、離散化誤差を生じる。しかしこの近似により (x, y) 座標で定義した変位関数が節線変位と関係づけられ、ひずみおよび曲率変化の計算において、 (ξ, η) 座標において形状関数を定義した場合には必要な、Jacobian matrix の計算が不要となる。

節線変位 u_i, v_i は節線位置における x, y 方向の変位を表わし、 θ_i は撓みによる x 方向の傾斜角を表わす。このために、曲面板の境界支持条件は変位を境界線方向に変換し満足させる必要がある。Fig. 10(a) に示すように y 軸と支持境界が α の角度をなす場合、境界に対して接線方向および法線方向の面内変位 u_i, v_i は

$$\left. \begin{aligned} u_i &= -u_i \sin \alpha + v_i \cos \alpha \\ v_i &= u_i \cos \alpha + v_i \sin \alpha \end{aligned} \right\} \quad (11)$$

と表わされる。曲面板が境界において弾性支持されている場合には、曲面の撓みによる境界に対し法線方向の傾

斜角と捩りが必要となる。この場合には捩みによる x 方向の曲率の変化 $\kappa_t = -\frac{\partial^2 w}{\partial x^2}$ を節線変位に含める必要がある。傾斜角と捩りは次のように節線変位を用いて表わせる。

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial w}{\partial n} &= \theta_t \cos \alpha + \frac{\partial w_t}{\partial y} \sin \alpha \\ \frac{\partial w}{\partial n \partial t} &= \left(\frac{\partial^2 w_t}{\partial y^2} - \kappa_t \right) \cos \alpha \cdot \sin \alpha + \frac{\partial \theta_t}{\partial y} (\cos^2 \alpha - \sin^2 \alpha) \end{aligned} \right\} \quad (12)$$

変位をマトリックス表示すると次のようになる。

$$\begin{Bmatrix} u \\ v \\ w \end{Bmatrix} = f S w \quad (13)$$

ここに $f: f_{1,n}\varphi_{1,n}, f_{2,n}\varphi_{2,n}, f_{3,n}\varphi_{3,n}$ の関数部分を行要素とする $(3, 8N)$ の行列

S : 積分定数 $A_{11}, A_{12}, \dots$ と節線変位係数 $u_{1n}, v_{1n}, \dots$ との関係式(10)を表わす $(8N, 8N)$ の定数行列

w : 節線変位係数ベクトル

2) 剛性行列と荷重ベクトル

要素表面に (X, Y, Z) の外力が働く場合の帯板要素の全ポテンシャルエネルギー ϕ は次式で表わされる。

$$\phi = \frac{1}{2} \int_e \epsilon^T D \epsilon dx dy - \int_e \begin{Bmatrix} X \\ Y \\ Z \end{Bmatrix} u v w \Big| dx dy \quad (14)$$

上式において、 e は要素内領域（境界も含む）を意味する。 D は曲面板の材料定数による弾性係数行列、 ϵ は一般化ひずみである。

$$\epsilon = \left\{ -\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} - \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} \quad 2 \frac{\partial^2 w}{\partial x \partial y} \quad \frac{\partial u}{\partial x} - \frac{w}{R_{11}} \quad \frac{\partial v}{\partial y} - \frac{w}{R_{22}} \quad \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} - \frac{2w}{R_{12}} \right\}^T = t S w \quad (15)$$

ここに $t: f$ の各要素を一般化ひずみに合せて x, y により適当階微分して作った $(6, 8N)$ の関数行列
外力はモード関数 $\varphi_{i,n}$ ($i=1, 2, 3$) により級数展開すると次のように表わせる。

$$X = \sum_{n=1}^N X_n(x) \varphi_{1,n}(y), \quad Y = \sum_{n=1}^N Y_n(x) \varphi_{2,n}(y), \quad Z = \sum_{n=1}^N Z_n(x) \varphi_{3,n}(y) \quad (16)$$

(14)は書き改めて

$$\phi = w^T S^T \left(\int_e t^T D t dx dy \right) S w - w^T S^T \left(\int_e f^T p \varphi dx dy \right) \quad (14)'$$

と表わせる。ここに

$$p = \{X_1 X_2 \dots X_n Y_1 Y_2 \dots Z_1 Z_2 \dots\}^T$$

$$\varphi = \{\varphi_{1,1} \varphi_{1,2} \dots \varphi_{1,N} \varphi_{2,1} \varphi_{2,2} \dots \varphi_{3,1} \varphi_{3,2} \dots\}^T$$

ポテンシャルエネルギーの変分原理により要素の剛性行列 K と荷重ベクトル L が次のように得られる。

$$K = S^T \left(\int_e t^T D t dx dy \right) S \quad (17)$$

$$L = S^T \left(\int_e f^T p \varphi dx dy \right) \quad (18)$$

K, L の () 内の面積分は (8) 式により変数変換を行い、Fig. 10(b) に示す矩形領域において行う。

$$K = S^T \left(\int_0^1 \int_{-1}^1 t^T(\xi, \eta) D t(\xi, \eta) |J| d\xi d\eta \right) S \quad (17)'$$

$$L = S^T \left(\int_0^1 \int_{-1}^1 f(\xi, \eta) p \varphi(\eta) |J| d\xi d\eta \right) \quad (18)'$$

(17)', (18)' の2重積分は解析的に可能であり、この事が解の精度を高める1つの要因となる。

3) 防撓材の剛性行列

防撓材の取付位置に原則として節線 (Fig. 2 参照) を仮定する。したがって斜め防撓材の場合は少なくとも防撓材の両側の要素は非矩形となる。

防撓材のひずみエネルギーを構成する一般化応力 σ_s と一般化ひずみ ϵ_s

Fig. 11 Forces on Stiffener

は次のように表わされる (Fig. 11 参照)。

$$\sigma_S = \{M_{3S} N_{2G} M_{2S} M_{1S}\}^T$$

$$\epsilon_S = \left\{ -\frac{\partial^2 u_{nS}}{\partial t^2} - \frac{\partial u_{tG}}{\partial t} - \frac{w_G}{R_{22}^*} - \frac{\partial^2 w_S}{\partial t^2} - \frac{1}{R_{22}^*} \frac{\partial u_{nS}}{\partial t} - \frac{\partial^2 w_S}{\partial n \partial t} \right\}^T \quad (19)$$

$$\text{ここに} \quad t = b\eta / \cos \alpha, \quad \frac{1}{R_{22}^*} = \frac{\sin^2 \alpha}{R_{11}} - \frac{\sin 2\alpha}{R_{12}} + \frac{\cos^2 \alpha}{R_{22}}$$

添字 S, G はそれぞれ防撓材の剪断中心, 図心に関する量を表わす。 u_t, u_n には (11) 式, $\frac{\partial^2 w}{\partial n \partial t}$ には (12) 式の関係を用いる。斜め防撓材の場合には節線変位として x 方向の曲率 κ_t を含む必要がある。節線変位と図心, 剪断中心の変位との関係式, および剛性行列の計算は前報と同じである。

3.2 数値計算例

1) 双曲放物面板と解の精度

等分布荷重を受ける全周単純支持の, 投影形状が矩形の双曲放物面板 (Fig. 3 参照) を非矩形要素の組合せにより解析を行い, フーリエ解析による厳密解²⁾との比較を行った。その結果を Fig. 12 に示す。この結果によると, 要素の傾きが大きくなっても, 撓み w の計算精度はあまり変わらないのに対し, 曲げモーメントは 80° 前後になると対称性が僅かに失われている。

2) 非矩形円筒殻

(a) 菱形状

投影形状が菱形状の円筒殻が等水圧負荷, 全周単純支持の条件で, 防撓材がある場合とない場合について, 傾き角を 3 種類変えて計算を行った。各々の中心線上の撓み w の計算値を Fig. 13 に示す。防撓材のない場合には斜角が大きくなるほど支持辺が長くなり撓みが小さくなっている。

(b) 台形状

分全周単純支持の台形状の円筒殻に等水圧が作用する場合の撓み w を Fig. 14 に示す。この解析は全体を 10 割, 波数 3 で行った。

Fig. 12 Hyperbolic Paraboloidal Shell

Fig. 13 Cylindrical Shell in Diamond Shape

Fig. 14 Cylindrical Shell in Rhomboidal Shape

Fig. 15 Cylindrical Shell with Oblique Stiffener

3) 斜め防撓材

等水圧を受けている全周単純支持の円筒殻が中心を通る1本の防撓材により補強されている場合について、防撓材の取付位置の斜さを4種類変えて、要素数10、波数3で解析を行った結果をFig. 15に示す。防撓材の傾きが大きくなると2) (a)の場合と同じく、防撓材により2つに区切られる部分の支持辺が長くなり、また防撓材が膜力に加担する範囲が長くなるために、撓みが小さくなっている。

4 ま と め

防撓曲面板構造の解析のために、前報で述べた、形状関数として曲面板の基礎方程式より Kantorovich の方法を使って求めた近似関数を用いた有限帯板法を拡張して、一般的な境界支持条件の場合や投影形状が非矩形的の場合および斜め材で補強される場合について適用できるように考察した。このような非矩形曲面板や斜め防撓構造に対しては、従来の有限要素法による解析が考えられる。しかしこの方法は自由度を多く必要とするために大行列計算となる事と解の精度の2点に問題がある。

いくつかの数値計算例により、本解析法は従来の有限要素法に比べて比較的少ない自由度で、実用上必要な範囲内の非矩形度について精度の良い解を得ること、および種々の境界条件に対して適用可能なことを検証した。この事により、本解法を用いることにより船体彎曲部構造の効率良い解析が可能と思われる。

謝 辞

最後に、本論文を書くに当たり、懇切なご指導とご助言をいただきました、九州大学工学部栖原二郎教授に対し深く感謝致します。また実験に際し、ご協力いただきました長崎大学構造工学教室の方々にお礼申し上げます。

参 考 文 献

- 1) 福地信義：有限帯板法による防撓曲面板構造の解析，日本造船学会論文集第135号，(1974)。
- 2) 坪井善勝，高橋敏雄：周辺固定支持されたH.P. シェルのフーリエ解析，日本建築学会論文報告集，第104号，(1964)。
- 3) Kantorovich, L.V. and Krylov, V.I.: Approximate Method of Higher Analysis (translated in English), Interscience Publishers, (1964)。
- 4) 大坪英臣，北野公夫：固有関数を用いた有限要素による補強平板の曲げ及び座屈解析，日本造船学会論文集第134号，(1973)。